



Title	データセンタ用空調システムの効率決定の要因に関する研究：その4 機器の設置形態の影響
Author(s)	降旗, 由紀; 羽山, 広文; 絵内, 正道 他
Citation	大会学術講演梗概集. D-2, 環境工学II, 熱, 湿気, 温熱感, 自然エネルギー, 気流・換気・排煙, 数値流体, 空気清浄, 暖冷房・空調, 熱源設備, 設備応用, 2003, 1015-1016
Issue Date	2003-07-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/50644
Rights	日本建築学会. 本文データは学協会の許諾に基づきCiNiiから複製したものである.
Type	journal article
File Information	GKKD-2_1015-1016.pdf



データセンタ用空調システムの効率決定の要因に関する研究 その4 機器の設置形態の影響

機器冷却方式 機器再循環温度差比 エネルギー消費係数

正会員 ○降旗 由紀*1
同 羽山 広文*2
同 絵内 正道*3
同 森 太郎*4

1. はじめに

1997年に500万人あまりだった日本のウェブ人口は2002年に5000万人に達するほどインターネットの普及は著しい。その回線を支えているiDC(インターネット・データセンター)では、特有の高い発熱密度における空調システムの効率化がネットの普及とともに重要性を増している。本研究ではiDCに設置される情報処理機器の形態が空調効率に与える影響を評価し、効率的なシステムを提案するものである。

2. iDCにおける問題点

iDCは一般オフィスに比べ、発熱密度が著しく空気搬送動力が大きい。空調効率が低くなっている。iDCの特殊な環境においては、オフィス空調の延長では非効率であり、現状では最適な空調方式が確立されていないため数多くの機種が普及している。その中でも、側面吹出し機器が並列された背後の他機器に悪影響を与えており、本実験により機器の設置形態と空調効率を評価する。

3. 近似相似則

本研究では模型実験を行う。実物の現象を模型内で再現するため、書く物理量の組み合わせから得られる無次元量を等しくした相似則を導く。厳密な相似則は非現実的であるため、模型内乱流の条件の下で成立する近似相似則を導いた。乱流条件を確保するため、模型縮尺を1/10に定め、異化の式より風速・温度差・発熱量の縮率を導いた。

$$\text{近似相似則: } \frac{n_{\theta} n_l^3}{n_u^2} = 1 \quad (1)$$

$$n_Q = n_u n_{\theta} n_l^2 \quad (2)$$

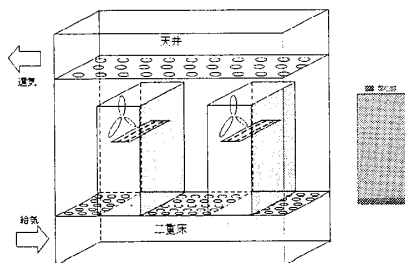


図1 側面吹出し機器実験図

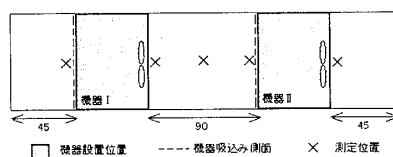


図2 測定点

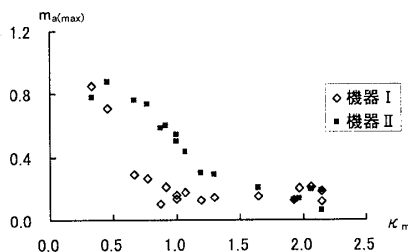


図3 最大機器再循環温度差比

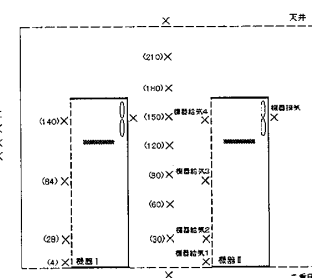


図4 機器吹出し温度差比

4. 模型実験

4.1 模型概要

3で求めた縮率を下に、実際のiDCと同様の配置を模する間隔で2台近接させた(図1)。二重床吹出し天井吸込みの空調気流方式をとる模型室内で、側面下部に吸込み口、一方の側面上部に吹出し口を設けた機器を用いた。空調風量・機器換気量・発熱量を変動させ、図2に示す各点の温度測定から排熱効率・再循環温度差比・吹出し温度差比・室内温度差比の算出により配置特性を比較した。

4.2 実験結果

冷却に要する空調給気量の指標となる排熱効率 η_v は換気流量比 κ_m の増加に伴い減少し、 $0.5 \leq \kappa_m$ のとき $0.3 \leq \eta_v \leq 0.6$ で保たれた。

再循環温度差比の最大値 $m_{a(max)}$ はその評価の対称となり、風上側(機器I)の排気の影響を受けて風下側(機器II)の m_a は上昇した。 $m_{a(max)}$ は κ_m の増加に伴い減少し、 $1 \leq \kappa_m$ でほぼ一定になった。(図3)

m_a と同様に機器吹出し温度差比 m_{1m} を算出したところ、 $\kappa_m < 1$ 領域ではほぼ一定の値を示し、 $1 < \kappa_m$ 領域では κ_m の増加に伴い m_{1m} も増加した。これは κ_m の増加に伴い、送風温度差が小さくなったことによるものである。また、風上側の吹出し空気の影響を受けて、風下側の m_{1m} が風上側を上回る値を示した(図4)。

4.3 考察

並列設置される側面吹出し方式では、前列機器の排気が後列機器の吸込み空気温度および吹出し空気温度を上昇させることが明らかになった。数列に渡り並列設置される場合、この温度上昇は重複され、効率低下をもたらす、機器の正常運転に支障をきたす。

5. 解析モデルと実験結果の比較

η_v , m_a , m_{1m} を再循環気流方式における再循環比 γ と無効空調給気量 V_u を考慮したモデル(図5)において解析した。実験値と比較すると概ね一致し、解析解の妥当性を確認した(図6, 7)。

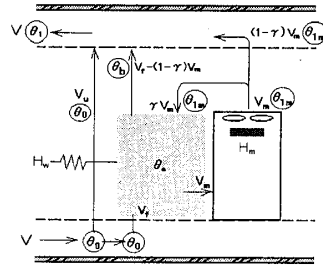


図5 解析モデル図

6. 空調効率の評価

空調に関わるエネルギーを熱源系と空気搬送系にわけ、トータルエネルギー消費係数(=入力エネルギー/空調不冷)を求めた(図8)。実験とモデルよりエネルギー消費係数を求める計算式を導き、表1に示す条件における評価を行った。その結果、最大機器再循環温度差($\theta_{a(max)} - \theta_0$)の拡大に伴い、エネルギー消費係数が減少することがわかった(図9)。また、風上側(機器II)はさらに空調効率が悪く、18%の低下をもたらす結果が示された(図10)。

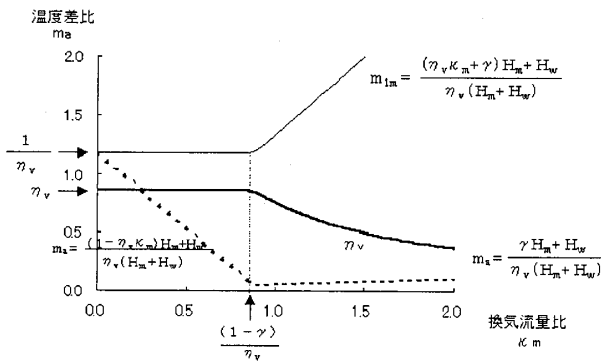


図6 パラメーター概念図

表1 効率評価の検討基準

室奥行き	12m
二重床有効高さ	0.4m
発熱密度	1000W/m ²
空調システム	PAC型空調機
機器冷却温度差 $\theta_{1m} - \theta_a$	4K
最大機器再循環温度 $\theta_{a(max)}$	25°C
空調吹出し温度 θ_0	20°C

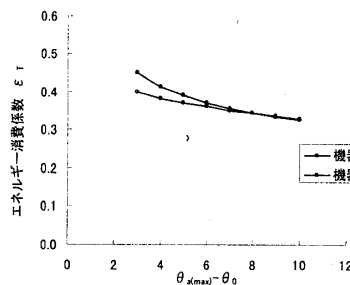


図9 $\theta_{a(max)} - \theta_0$ とエネルギー消費係数

7. おわりに

種々のファクターによって効率が左右される iDC 空調システムにおいて、並列設置された機器の相互作用に着眼しその評価を行った結果、以下の知見を得た。

- 1) 模型実験により、機器の形態が機器周囲の温度特性に与える影響を定量的に把握した。
- 2) 解析モデルを作成し、機器の冷却に関わる各種温度の予測を可能とした。
- 3) 空調システムのエネルギー消費特性の評価を行い、側面排気方式が相互にもたらす影響を明らかにした。

【記号表】

n_θ : 温度の縮率[-]	n_l : サイズの縮率[-]
n_u : 風速の縮率[-]	n_h : 熱量の縮率[-]
H_m : 機器発熱量[W]	H_w : 壁体貫流熱量[W]
V : 空調給気量[m ³ /s]	V_m : 機器換気量[m ³ /s]
V_v : 有効空調給気量[m ³ /s]	V_u : 無効空調給気量[m ³ /s]
θ_0 : 空調吹出し温度[°C]	θ_1 : 空調吸込み温度[°C]
θ_{1a} : 機器吹出し温度[°C]	θ_a : 機器再循環温度[°C]
$\theta_{a(max)}$: 最大機器再循環温度[°C]	
γ : 機器再循環比[-]	κ_s : 換気流量比 V/V_m
η_v : 排熱効率 $(\theta_1 - \theta_0)/(\theta_{1a} - \theta_0)$	
$m_{a(max)}$: 機器再循環温度差比 $(\theta_{a(max)} - \theta_0)/(\theta_1 - \theta_0)$	
m_{1m} : 機器吹出し温度差比 $(\theta_{1a} - \theta_0)/(\theta_1 - \theta_0)$	

参考文献

- 1) 羽山ほか: 強制空冷機器を収容した機械室における空調方式の効率化に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, No. 494, 29-36, 1997

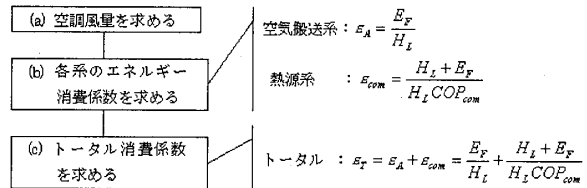


図8 空調効率評価手順

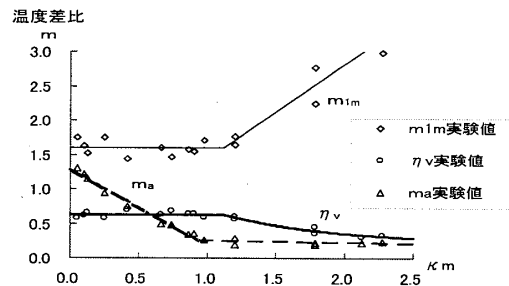


図7 解析解と実験値

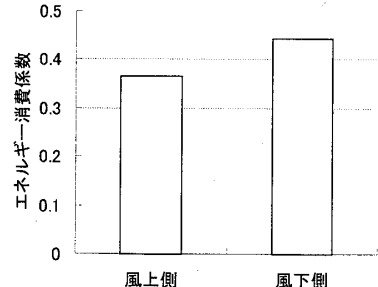


図10 機器配置とエネルギー消費係数

- *1 北海道大学大学院工学研究科
- *2 北海道大学大学院工学研究科
- *3 北海道大学大学院工学研究科
- *4 北海道大学大学院工学研究科

- 修士課程
- 助教授・博士(工学)
- 教授・博士(工学)
- 助手・博士(工学)

- *1Graduate student, Graduate school of eng., Hokkaido Univ.
- *2Assoc.Prof., Graduate school of eng., Hokkaido Univ., Dr. eng.
- *3Prof., Graduate school of eng., Hokkaido Univ., Dr. eng.
- *4Instructor., Graduate school of eng., Hokkaido Univ., Dr. eng.